



DEUTSCHES
PATENTAMT

- 21 Aktenzeichen: P 42 29 638.2-13
22 Anmeldetag: 4. 9. 92
43 Offenlegungstag: 18. 3. 93
46 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 24. 7. 97

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

30 Unionspriorität:

70801/91 U	04.09.91	JP
70802/91 U	04.09.91	JP
70803/91 U	04.09.91	JP
70804/91 U	04.09.91	JP
70805/91 U	04.09.91	JP
P 237926/91	18.09.91	JP
P 292954/91	08.11.91	JP

73 Patentinhaber:

Daikin Clutch Corp., Neyagawa, Osaka, JP

74 Vertreter:

Flügel, O., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 81929 München

62 Teil in:

P 42 44 933.2
P 42 44 934.0
P 42 44 935.9

72 Erfinder:

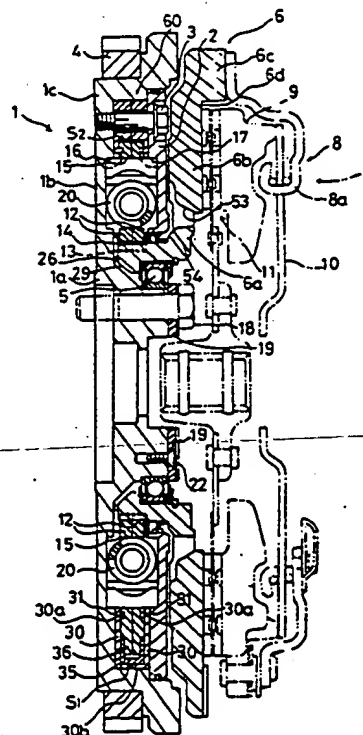
Kajitani, Koji, Neyagawa, Osaka, JP; Fukushima,
Hirota, Neyagawa, Osaka, JP; Okubo, Mamoru,
Neyagawa, Osaka, JP; Yanagida, Naoki, Neyagawa,
Osaka, JP; Takenaka, Mitsuhiro, Neyagawa, Osaka,
JP; Touji, Mitsuo, Neyagawa, Osaka, JP; Yamamoto,
Kozo, Neyagawa, Osaka, JP

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

US 23 46 732
WO 91 10 078

54 Schwungradausbildung

- 57 Schwungradausbildung mit einem an einen Motor anschließbaren ersten Schwungrad (1), einem an dem ersten Schwungrad (1) drehbar gehaltenen zweiten Schwungrad (6), das zusammen mit dem ersten Schwungrad (1) einen inneren Hohlraum begrenzt, wobei das zweite Schwungrad (6) einen Reibbelag (6d) aufweist und radial innerhalb dieses Reibbelags (6d) ein in Umfangsrichtung ausgesparter Auffangkanal (52) ausgebildet ist, der in radialer Richtung vertieft ist und ausgetretene und durch Zentrifugalkraft auf die Seite des Reibbelags (6d) getriebene Schmierflüssigkeit auffängt und in eine Vielzahl von Durchgangslöchern (53) leitet, die sich von dem Auffangkanal (52) zu dem Hohlraum erstrecken, und mit einem Proportional-Dämpfungsmechanismus (60), der in dem Hohlraum angeordnet ist und Torsionsschwingungen zwischen den Schwungrädern (1, 6) durch eine in ihm enthaltene Flüssigkeit dämpft.



Die Erfindung betrifft eine Schwungradausbildung mit einem ersten Schwungrad, einem zweiten Schwungrad und einem dazwischen angeordneten Proportional-Dämpfungsmechanismus.

Verbund-Schwungradausbildungen für Fahrzeugmotoren werden laufend verwendet und sie weisen ein erstes Schwungrad und ein zweites Schwungrad mit einem dazwischen angeordneten Proportional-Dämpfungsmechanismus auf. Das erste und das zweite Schwungrad sind über ein Lager drehbar miteinander verbunden. Das zweite Schwungrad hat einen Reibbelag, an welchem das Reibmaterial einer Kupplungsscheibe gedrückt wird.

Ein Schmiermittel ist in dem zwischen den Schwungrädern angeordneten Lager abgedichtet eingeschlossen. Jedoch verschlechtert sich die Schmierfähigkeit innerhalb des Lagers im Laufe eines längeren Betriebs, was dazu führen kann, daß Schmiermittel nach außen dringt und den Reibbelag des zweiten Schwungrades erreicht und dort zu einem Schlupfen der Kupplung führt.

Der Proportionaldämpfungsmechanismus zwischen den Schwungrädern ist mit einer Flüssigkeit gefüllt, zum Beispiel mit Fett. Diese Flüssigkeit kann durch das Lager und/oder Dichtungen nach außen dringen und über den Reibbelag verspritzt werden. Das Schmiermittel haftet demzufolge an der Kupplung und trägt zusätzlich zu dem Problem des Schlupfens bzw. Rutschens der Kupplung bei.

Die von dem ersten Schwungrad ausgehende Kraft wird über eine Ausgangsplatte auf das zweite Schwungrad übertragen. Die Ausgangsplatte und das zweite Schwungrad stehen über entsprechende Verzahnungsbereiche in kämmendem Eingriff. Etwas Fett aus dem Proportional-Dämpfungsmechanismus sollte in die Eingriffsbereiche zwischen der Ausgangsplatte und dem zweiten Schwungrad gelangen, um dort für Schmierung zu sorgen. Durch hohe Betriebstemperaturen wird das Schmiermittel jedoch verdünnt und darüber hinaus durch Drehung bei hoher Geschwindigkeit radial nach außen getrieben, derart, daß es in den Verzahnungsbereichen an Schmiermittel mangelt, was zu einem Reibverschleiß der Zähne der Zahnräder führt.

Der Proportional-Dämpfungsmechanismus dämpft zwar Torsionsschwingungen während der Übertragung der Motorkraft, jedoch kann er die gleichzeitig auftretenden Biegeschwingungen nicht dämpfen. Diese werden vielmehr auf das Getriebe übertragen und führen zu Fahrzeuggeräuschen.

Eine voranstehend beschriebene Schwungradausbildung ist beispielsweise aus der WO 91/10 078 bekannt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Schwungradausbildung zu schaffen, bei der das Ausmaß, in dem Schmiermittel auf die Kupplung übertragen wird, zu verringern bzw. zu vermeiden, um so das Rutschen der Kupplung einzuschränken bzw. zu vermeiden.

Darüber hinaus soll eine ausreichend große Menge Schmiermittel den Eingriffsbereichen zwischen der Ausgangsplatte und dem zweiten Schwungrad zugeführt werden, um Getriebegeräusche während des Betriebs des Fahrzeugs zu reduzieren.

Diese Aufgabe wird bei einem Gegenstand nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 erfindungsgemäß durch dessen kennzeichnende Merkmale gelöst.

Dazu weist eine Schwungradausbildung ein erstes, an einen Motor anschließbares Schwungrad, ein zweites

Schwungrad und einen Proportional-Dämpfungsmechanismus auf. Das zweite Schwungrad ist durch das erste Schwungrad drehbar gehalten und hat einen Reibbelag, an welchem ein Kupplungsreibmaterial gedrückt wird. Der Proportional-Dämpfungsmechanismus ist zwischen dem ersten und dem zweiten Schwungrad angeordnet und dämpft durch die Viskosität der darin enthaltenen Flüssigkeit Torsionsschwingungen zwischen den Schwungrädern. An dem zweiten Schwungrad ist radial innerhalb des Reibbelags ein in Umfangsrichtung ausgesperrter Auffangkanal, der die durch Zentrifugalkraft in Richtung auf den Reibbelag geschleuderte Flüssigkeit auffängt, und in radialer Richtung vertieft ist.

Während des Betriebs fängt der Ringkanal die Flüssigkeit, die entlang des zweiten Schwungrads in Richtung auf den Reibbelag wandert. Diese Flüssigkeit wird dann durch Durchgangslöcher in Richtung auf das erste Schwungrad abgeleitet. Dadurch wird das Lecken von Flüssigkeit auf den Reibbelag des zweiten Schwungrads reduziert und das Rutschen der Kupplung eingeschränkt.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen im Zusammenhang mit den Zeichnungen. Darin zeigt

Fig. 1 Eine aufgesplitterte Schnittansicht einer Schwungradausbildung nach der Erfindung, und zwar nach der Linie I-I von Fig. 2;

Fig. 2 Eine Teilschnittansicht der Schwungradausbildung von Fig. 1;

Fig. 3 Eine vergrößerte Teilansicht von Fig. 1;

Fig. 4 Eine vergrößerte Teilansicht einer Fläche eines zweiten Schwungrads der erfindungsgemäßen Schwungradausbildung;

Fig. 5a und 5b Jeweils eine Draufsicht und eine Schnittansicht einer Kegelfeder;

Fig. 6 Ein perspektivisches Sprengbild eines Flüssigkeitsgehäuses;

Fig. 7 Eine graphische Darstellung der Dämpfungscharakteristiken;

Fig. 8 Eine Fig. 3 entsprechende Ansicht einer zweiten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 9 Eine Fig. 4 entsprechende Ansicht der zweiten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 10 Eine Fig. 3 entsprechende Darstellung einer dritten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 11 Eine Fig. 4 entsprechende Darstellung der dritten Ausführungsform;

Fig. 12 Eine Fig. 4 entsprechende Darstellung einer vierten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 13 Eine Fig. 3 entsprechende Darstellung einer fünften Ausführungsform der Erfindung und

Fig. 14a und 14b Jeweils eine Teildraufsicht und eine perspektivische Schnittansicht einer Kegelfeder der fünften Ausführungsform der Erfindung.

Die in der Ausführungsform gemäß Fig. 1 gezeigte Schwungradausbildung nach vorliegender Erfindung weist ein erstes Schwungrad 1, ein über ein Lager 5 durch das erste Schwungrad drehbar gehaltenes zweites Schwungrad 6 und einen zwischen dem ersten Schwungrad 1 und zweiten Schwungrad 6 angeordneten Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 auf. Das erste Schwungrad 1 ist an der Kurbelwelle eines Fahrzeugmotors befestigt. Eine Kupplung 7 ist an dem zweiten Schwungrad 6 montierbar.

Das erste Schwungrad 1 ist eine Verbundscheibe, die gebildet ist durch eine mittels Bolzen 18 mit der Kurbelwelle verbundene zentrale Nabe 1a, einen mit der Nabe

1a einstückigen und sich radial erstreckenden Bundbereich 1b und einen Schwungradbereich 2, der einstückig rund um die Peripherie des Bundbereichs 1b ausgebildet ist.

Die Nabe 1a erstreckt sich in das zweite Schwungrad 6 hinein und hält letzteres durch das daran angeordnete Lager, so daß es drehbar ist. Das Lager 5 wird durch eine Platte 19 gehalten, die mit Hilfe von Schrauben 22 an der Krone der Nabe 1a befestigt ist. Eine Stopperplatte 2 befindet sich gegenüber dem Bundbereich 1b, und zwar derart, daß dazwischen ein fester Raum definiert wird. Die Stopperplatte 2 ist mittels Bolzen 3 an den Bundbereich 1b geschraubt. Zwischen dem Bundbereich 1b und der Stopperplatte 2 befindet sich der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60, der so ausgebildet ist, daß er auf einfache Weise von dem Bundbereich 1b gelöst werden kann, indem die Bolzen 3 entfernt werden.

Das zweite Schwungrad 6 ist eine Verbundscheibe, die gebildet ist durch eine zentrale Nabe 6a, einen mit der Nabe 6a einstückigen und sich in radialer Richtung erstreckenden Andrückbereich 6b und einen Kupplungsmontagebereich 6c, der einstückig mit der Peripherie des Andrückbereichs 6b ausgebildet ist.

Die Nabe 6a erstreckt sich in Richtung auf das erste Schwungrad 1 und seine Innenfläche ist durch das Lager 5 gestützt bzw. gehalten.

Rund um die Krone der Nabe 6a sind, wie in Fig. 2 gezeigt, wellenförmige Zähne 14 ausgebildet, mit welchen sich der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 in Eingriff befindet. Die Fläche des Andrückbereichs 6b auf der Kupplungsseite ist ein Reibbelag 6d, an welchen das Reibmaterial einer Kupplungsscheibe 11 gedrückt wird. Der Reibbelag 6b erstreckt sich axial über die angrenzende Endfläche der Nabe 6a hinaus, wobei die radial innere Fläche dieser Verlängerung einen in Umfangsrichtung ausgesparten bzw. vertieften Aufnahmebereich 52 bildet. Dieser Aufnahmebereich 52 fängt das Fett auf, das während des Betriebs unter Zentrifugalkraft radial nach außen dringt, und zwar entlang der auf der Seite der Kupplungsscheibe 11 gelegenen Fläche des zweiten Schwungrades 6.

Durchgangslöcher 53 sind in dem zweiten Schwungrad 6 ausgebildet und dienen zum Abführen des durch den Aufnahmebereich 53 aufgenommenen Fetts in Richtung auf das erste Schwungrad 1. Die Durchgangslöcher 53 sind, wie Fig. 4 zeigt, gerundete Löcher, die voneinander beabstandet sind. Die Durchgangslöcher 53 weiten sich in Richtung auf das erste Schwungrad derartig, daß das Fett problemlos entlang der Durchgangslöcher 53 in Richtung auf das erste Schwungrad 1 passieren kann.

Eine Vielzahl von Neben-Durchgangslöchern 54 ist radial innerhalb genau der Bereiche ausgebildet, die keine Durchgangslöcher 53 zeigen, und diese Neben-Durchgangslöcher 54 sind durch das zweite Schwungrad 6 hindurchgeführt und radial nach außen schräg verlaufend ausgebildet. In komplementärer Weise dienen sie zur Abführung von Fett, das entlang der auf der Seite der Kupplungsscheibe 11 gelegenen Seite des zweiten Schwungrades 6 in Richtung auf das erste Schwungrad 1 wandert.

Ein Spalt 25 ist, wie Fig. 3 zeigt, zwischen der Krone der Nabe 6a und der Nabe 1a definiert. In diesem Spalt 25 befindet sich eine Kegelfeder 26.

Die Innen- und Außenkanten der Kegelfeder 26 drücken jeweils leicht gegen die Naben 1a und 6a. Die Kegelfeder 26 schneidet den Spalt 25 von einem Spalt 27

radial innerhalb des Spalts 25 und zwischen den Naben 1a und 6a ab. Wie aus Fig. 3 hervorgeht, zeigt die Kegelfeder 26 entlang ihrer Peripherie vier Ausschnitte 26a. Aus dem Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 austretendes und in den Spalt 27 eintretendes Fett gelangt unter Einwirkung von Zentrifugalkraft durch diese Ausschnitte 26a zurück zu dem Proportional-Dämpfungsmechanismus 60. Der Bereich der Nabe 6a, der radial innerhalb der Krone liegt, ist eine kegelige bzw. abgeschrägte Fläche 29, die das Fett in dem Spalt 27 auf den Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 richtet.

Das Lager 5 enthält Acrylharzdichtungen, und ein Paar Lagerdichtungselemente 5a und 5b verschließen das Lager in peripherer und seitlicher Richtung. Die Lagerdichtungselemente 5a und 5b bestehen aus Polyphenylensulfidharz (PPS). Die Ränder des inneren Laufs sind gekerbt, damit ein Kontakt mit den angrenzenden radial inneren Kanten der Lagerdichtungselemente 5a und 5b vermieden wird.

Eine die Kupplung 7 enthaltende Kupplungsabdeckungsabteilung 8 ist auf einem entsprechenden Belag des Kupplungsmontagebereichs 6c befestigt. Die Kupplungsabdeckungsabteilung 8 besteht aus einer Kupplungsabdeckung 8a, einer Andrückplatte 9 und einer Membranfeder 10. Die Kupplungsabdeckung 8a überdeckt eine Kupplungsscheibe 11.

Nachfolgend wird der Proportional-Dämpfungsmechanismus 6 näher erläutert.

Dieser enthält ein Paar angetriebener Platten 12, die, wie Fig. 2 zeigt, über wellenförmige Zähne 13 verfügen, die mit den rund um die Krone der Nabe 6a des zweiten Schwungrades 6 ausgebildeten wellenförmigen Zähnen 14 in Eingriff stehen. Dieser Eingriff ermöglicht die integrale Drehung der angetriebenen Platte 12 und des zweiten Schwungrades 6.

Die angetriebenen Platten 12 zeigen, wie aus Fig. 2 deutlich wird, eine Vielzahl von Öffnungen 15, die in Umfangsrichtung voneinander beabstandet sind. In den Abschnitten des Bundbereichs 1b und der Stopperplatte 2 sind den Öffnungen 15 entsprechende Ausnehmungen 16 und 17 ausgebildet (siehe Fig. 1). Schraubenfedern 20 zur Übertragung eines Torsionsdrehmoments sind in den Öffnungen 15 und Ausnehmungen 16 und 17 derart angeordnet, daß sie in Umfangsrichtung zusammen-drückbar sind. Die Schraubenfedern 20 stützen sich an den einander in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Wänden der Öffnungen 15 sowie der Ausnehmungen 16 und 17 ab, und zwar über Federsitze 21. Wenn der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 nicht aktiviert ist, stützen sich lediglich die radial inneren Enden der Federsitze 21 an den in Umfangsrichtung einander gegenüberliegenden Wänden der Öffnungen 15 ab. Das heißt, die in den Öffnungen 15 enthaltenen Schraubenfedern 20 haben ihre Enden in bezug auf die einander gegenüberliegenden Wände der Öffnungen 15 vorgespannt liegen.

Ein ringförmiges Flüssigkeitsgehäuse 30, das in Fig. 6 gezeigt ist, ist zwischen dem Kragenbereich 1b und der Stopperplatte 2 rund um die Peripherie der angetriebenen Platten 12 aufgenommen, wie das in Fig. 1 dargestellt ist. Das Flüssigkeitsgehäuse 30 hat eine Vielzahl von in Umfangsrichtung voneinander beabstandeten Lappen 30c (Fig. 2 und 6), die radial nach innen vorspringen. Zusätzlich besitzen die Lappen 30c Öffnungen 32, die von den Bolzen 3 durchgriffen werden. Das Flüssigkeitsgehäuse 30 besteht aus im wesentlichen sektorförmigen Gehäuseteilen 30A. Die komplementären Lappen 30c der benachbarten Gehäuseteile 30A über-

lappen einander, wodurch das Flüssigkeitsgehäuse 30 eine ringförmige Konfiguration bekommt. Entlang des radial inneren Bereichs des Flüssigkeitsgehäuses 30 befindet sich ein gegenüberliegendes Paar innerer Ränder 30a, die in Ringnuten 31 passen, die in den angetriebenen Platten 12 ausgebildet sind, so daß eine durch das Flüssigkeitsgehäuse 30 begrenzte Flüssigkeitskammer abgedichtet wird. Die Flüssigkeitskammer wird somit von den Wänden des Flüssigkeitsgehäuses 30 umfangsseitig umschlossen.

Ein Schieber 35 ist in Umfangsrichtung verschieblich in dem Flüssigkeitsgehäuse 30 angeordnet und als Kappe ausgebildet, die sich radial nach innen öffnet, und die äußere Umfangsfläche in radialer Richtung ist bogenförmig ausgebildet, so daß sie mit der Innenfläche der umfangsseitigen Wand 30b des Flüssigkeitsgehäuses 30 übereinstimmt. Schenkelbereiche 37 sind an jeder der vier Ecken des offenen Endes des Schiebers 35 ausgebildet, wodurch Flüssigkeitsdurchlässe 50 zwischen benachbarten Paaren der Schenkelbereiche 37 gebildet werden. Bezugnehmend auf Fig. 2 sind die Schenkelbereiche 37 des Schiebers 35 in Gleitkontakt mit den umfangsseitigen Verbundkanten der angetriebenen Platten 12.

Vorsprünge 36 sind an der verbundförmigen Peripherie der angetriebenen Platten 12 ausgebildet und führen radial nach außen ab. Jeder Vorsprung 36 springt in einen entsprechenden Schieber 35 vor. Die in Umfangsrichtung einander gegenüberliegenden Wände jedes Schiebers 35 bilden Stopper 35a, die in Umfangsrichtung von dem Vorsprung 36 zum Beispiel in einem Winkel von $\Theta 1$ bzw. $\Theta 2$ beabstandet sind, wenn der Motor stillsteht. Der Vorsprung 36 teilt den Raum innerhalb des Schiebers 36 in ein erstes Unterabteil 40 in dessen vorderem Bereich und ein zweites Unterabteil 41 in dessen hinterem Bereich auf, und zwar in bezug auf die Drehrichtung R, und bildet eine Nebendrossel S1, wodurch die Unterabteile 40 und 41 entlang der Innenfläche des Schiebers 35 miteinander kommunizieren.

Hauptdrosseln S2, durch welche benachbarte Abteile 45 und 46 miteinander kommunizieren, sind zwischen der konkaven Innenfläche der Lappen 30c und den umfangsseitigen Verbundkanten der angetriebenen Platten 12 ausgebildet. Der Spielraum zwischen den Hauptdrosseln S2 ist kleiner als jener der Nebendrosseln S1. Mit anderen Worten, der Querschnittsbereich der Nebendrossel S1 ist größer als jener der Hauptdrossel S2. Flüssigkeitskompensationswege 47 sind zwischen den Wänden der angetriebenen Platten 12 ausgebildet. Jeder Flüssigkeitsweg 47 öffnet sich in Richtung auf den entsprechenden Schieber 35 in der radial äußeren Kante des Vorsprungs 36. Der Flüssigkeitsweg 47 erstreckt sich von dieser Öffnung radial nach innen und bildet zwei Zweige in Richtung auf die Öffnungen 15, wobei die Zweige in den Öffnungen 15 münden.

Nachstehend erfolgt die Beschreibung des Betriebs der Schwungradausbildung.

Wenn während des Betriebs ein Torsionsdrehmoment erzeugt wird, wird das erste Schwungrad 1 in bezug auf die Drehrichtung der angetriebenen Platten 12 mit dem oder gegen den Uhrzeigersinn gedreht. Zu Beginn, nämlich bei einer Torsion in einem kleinen Winkel, werden die Schraubenfedern 20 derart zusammengedrückt, daß ihre vorgepannten Enden knapp die angrenzenden Wände der Öffnungen 15 treffen, wobei der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 für eine Steifigkeit geringer Torsion sorgt. Während der Torsionswinkel größer wird, werden die Schraubenfedern 20 derart

zusammengedrückt, daß deren betroffene Enden sich an den Endflächen der Öffnungen 15 abstützen, wobei der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 für eine Steifigkeit hoher Torsion sorgt.

Die nachfolgende Beschreibung gilt zur Erzeugung eines Hysteresedrehmoments aufgrund des Flüssigkeitsstroms, was durch die Änderung des Torsionsdrehmoments verursacht wird.

Setzt man einen Zustand voraus, in dem sich der Vorsprung 36 nicht an einem der Stopper 35a des Schiebers 35 abstützt und sich das Schwungrad 1 relativ zu den angetriebenen Platten 12 zum Beispiel in Richtung R dreht, dann bewegen sich das Flüssigkeitsgehäuse 30 und der Schieber 35 gemeinsam in Richtung R. Folglich wird das zweite Unterabteil 41 zusammengedrückt, wodurch dessen Volumen abnimmt, und gleichzeitig wird das erste Unterabteil 40 vergrößert, wodurch sich auch dessen Volumen vergrößert. Daraus ergibt sich, daß die Flüssigkeit durch die Nebendrossel S1 hauptsächlich aus dem zweiten Unterabteil 41 in das erste Unterabteil 40 strömt. Da der Querschnittsbereich der Nebendrossel S1 groß ist, ist der Widerstand des Durchgangs in diesem Moment klein. Infolgedessen ist auch das erzeugte Hysteresedrehmoment H1 (siehe Fig. 6) niedrig.

Wenn sich der Winkel der Torsion soweit vergrößert, daß der Stopper 35a der an dem hinteren Ende gelegenen Wand des Schiebers 35 in bezug auf die Drehrichtung R in Kontakt mit dem Vorsprung 36 gelangt, wird die Nebendrossel S1 geschlossen und der Schieber 35 an den Vorsprung 36 gedrückt. Das heißt, der Schieber 35 bewegt sich in Verbindung mit dem Vorsprung 36. Das erste Schwungrad 1 und das Gehäuse 30 bewegen sich relativ zu den angetriebenen Platten 12 und zu dem Schieber 35 nach vorne in Richtung R. Folglich strömt die Flüssigkeit in dem folgenden Abteil 46 umgekehrt zur Richtung R in das vorangehende Abteil 45, und zwar durch die Hauptdrossel S2 und durch den Spalt zwischen der Außenfläche des Schiebers 35 und dem Gehäuse 30 auch nach vorne in Richtung R in das erste Abteil 45. Da der Querschnittsbereich der Hauptdrossel S2 klein ist, wird in diesem Moment ein hoher Flüssigkeitswiderstand erreicht. Infolgedessen ist das erzeugte Hysteresedrehmoment H2 (Fig. 7) hoch.

Da das erste Schwungrad 1 nach einer Vorwärtsdrehung wie oben beschrieben revertiert, löst sich der Stopper 35a der am hinteren Ende gelegenen Wand des Schiebers 35 zunächst von dem Vorsprung 36, derart, daß die Nebendrossel S1 wirksam ist. Die Flüssigkeit strömt dann durch die Nebendrossel S1 hauptsächlich aus dem ersten Unterabteil 40 in das zweite Unterabteil 41, wobei der Torsionswinkel in den Bereich von $\Theta 1 + \Theta 2$ fällt. Demzufolge ist das erzeugte Hysteresedrehmoment gering.

Wenn zum Beispiel aufgrund von Vibrationen bei der Verbrennung geringe Drehmomentschwankungen auftreten, wobei das erste Schwungrad 1 in bezug auf die angetriebenen Platten 12 in einem Winkel verdreht wird, bewegt sich der Schieber 35 in dem Bereich der Torsionswinkel $\Theta 1 + \Theta 2$ hin und her. Infolgedessen arbeitet die Nebendrossel S1, und zwar derart, daß das erzeugte Hysteresedrehmoment H1 klein ist.

Wie oben beschrieben, wird also das Ansprechen des Hysteresedrehmoments nicht durch den absoluten Torsionswinkel des ersten Schwungrades 1 relativ zu den angetriebenen Platten 12 bestimmt, sondern vielmehr durch die örtliche Relation zwischen dem Schieber 35 und dem Vorsprung 36.

Während des vorstehend beschriebenen Betriebs

wird die Flüssigkeit in dem Gehäuse 30 durch Zentrifugalkraft nach radial außerhalb des Dämpfungsmechanismus 60 getrieben. Wenn jedoch der Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 im Einsatz ist, kann es geschehen, daß die Flüssigkeit radial nach innen wandert, nämlich der Zentrifugalkraft widerstehend, und sich dann durch den durch die inneren Ränder 30a abgedichteten Bereich in den Spalt 25 radial innerhalb der Schraubenfedern 20 bewegt. Da der Spalt 25 durch die Kegelfeder 26 von dem Spalt 27 abgeschnitten ist, wird beinahe die gesamte Flüssigkeit in dem Spalt 25 durch die Kegelfeder 26 gestoppt und steht innerhalb der Seite der Kegelfeder 26 (auf der an dem Ende der Nabe 1 gelegenen Oberfläche). Danach wird die Flüssigkeit unter Einwirkung von Zentrifugalkraft in das Gehäuse 30 zurückgeführt.

Inzwischen gelangt ein kleiner Teil der in dem Spalt 25 befindlichen Flüssigkeit durch die Kegelfeder 26 in den Spalt 27 und steht dort radial innerhalb der Nabe 6a. Die Flüssigkeit wandert dann unter Zentrifugalkraft entlang der Kegelfläche 29 der Nabe 6a in Richtung auf den Spalt 25 und kehrt durch die Ausschnitte 26a der Kegelfeder 26 zurück in den Spalt 25, um weiter in die Flüssigkeitskammer des Flüssigkeitsgehäuses 30 zurück zu gelangen.

Wie beschrieben, wird verhindert, daß aus dem Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 leckende Flüssigkeit an dem Lager 5 ansteht. Folglich wird bei Nachlassen der Dichtwirkung des Lagers 5 das Lecken von Flüssigkeit aus dem Lager 5 in Richtung auf die Kupplung 8 immer noch eingeschränkt, wodurch das Rutschen der Kupplungsscheibe 7 wegen daran haftender Flüssigkeit reduziert wird.

Nach langer Zeit der Benutzung kann es vorkommen, daß in dem Spalt 25 vorhandene Flüssigkeit durch einen Spalt angrenzend an das Lager 5 austritt. Diese Flüssigkeit tritt unter Einwirkung von Zentrifugalkraft in die Durchgangslöcher 54 ein und bewegt sich in Richtung auf das erste Schwungrad 1. Jegliche Flüssigkeit, die nicht in die Durchgangslöcher 54 eintritt, wandert inzwischen unter Einwirkung von Zentrifugalkraft radial nach außen, und zwar entlang der auf der Seite der Kupplungsscheibe gelegenen Seite des zweiten Schwungrades 6. Diese Flüssigkeit wird durch den Aufnahmebereich 52 aufgefangen und dann durch die Durchgangslöcher 53 in Richtung auf das erste Schwungrad 1 abgeführt.

Folglich wird verhindert, daß die radial nach außen entlang der auf der Seite der Kupplungsscheibe 11 gelegenen Seite des Schwungrades 6 wandernde Flüssigkeit die Kupplungsscheibe 11 erreicht, wodurch das Rutschen der Kupplungsscheibe 11 verringert wird. Da sich die versetzten Durchgangslöcher 53 und 54 auf die volle Erstreckung in Umfangsrichtung belaufen, können diese darüber hinaus effektiv die Flüssigkeit aufnehmen, die sich auf der auf der Seite der Kupplungsscheibe 11 gelegenen Seite des zweiten Schwungrades 6 bewegt.

Zweite Ausführungsform der Erfindung

In den Fig. 8 und 9 ist eine zweite bevorzugte Ausführungsform der Erfindung dargestellt, bei der anstelle der in dem zweiten Schwungrad 6 nach der ersten Ausführungsform ausgebildeten Durchgangslöcher 54 die Endfläche der Nabe 6a durch eine Vielzahl von Führungsrillen 55 vertieft ist, die sich radial nach außen erstrecken. Jede Führungsrille 55 ist entsprechend einem Bereich C ausgebildet, der nicht von den Durchgangslöchern 53

perforiert ist. Die Führungsrillen 55 sind von der radial inneren Kante 56 der Nabe 6a aus bis zu den Durchgangslöchern 53 gefurcht. Die restliche Konstruktion dieser Schwungradausbildung ist die gleiche wie bei der ersten Ausführungsform.

Bei dieser Ausführungsform wandert ein wenig der Flüssigkeit, die aus dem Lager 5 in den Raum 51 leckt, unter Zentrifugalkraft radial nach außen, und zwar entlang der Führungsrillen 55 und passiert daraufhin die Durchgangslöcher 53 in Richtung auf das erste Schwungrad 1. Der Rest jeglicher Flüssigkeit, die in dem Raum 51 vorhanden sein mag, wandert entlang der Regionen, die nicht durch die Führungsrillen 55 gefurcht sind, radial nach außen und wird dann durch den Aufnahmebereich 52 aufgefangen, um dann schließlich durch die Durchgangslöcher 53 in Richtung auf das erste Schwungrad 1 abgeführt zu werden.

Dritte Ausführungsform der Erfindung

Nach den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen der Erfindung sind die angetriebenen Platten 12 und das zweite Schwungrad 6 durch den kämmenden Eingriff ihrer jeweiligen Verzahnungen 13 und 14 miteinander verbunden. Vorliegende Erfindung läßt sich jedoch auf verschiedene Konstruktionen anwenden.

Zum Beispiel können, wie Fig. 10 zeigt, Bolzen 58 verwendet werden, die die Nabe 6a des zweiten Schwungrades 6 und die angetriebenen Platten 12 durchdringen und diese miteinander verbinden. Eine flache Zwischenlagscheibe 59 ist zwischen dem Kopf 58a des Bolzens 58 und einer Endfläche der Nabe 6a angeordnet. Wie Fig. 11 zeigt, ist jeder Bolzen 58 in einem Bereich C festgelegt, der dem nicht durch die Durchgangslöcher 53 geschlitzten Bereich entspricht.

In diesem Fall wird die den Bereich C entlang wandernde Flüssigkeit durch den Kopf 58a des Bolzens 58 abgelenkt, wie das anhand der Pfeile in Fig. 11 dargestellt ist. Die abgelenkte Flüssigkeit tritt dann in die Durchgangslöcher 53 ein. Demzufolge wird Flüssigkeit, die entlang der auf der Seite der Nabe 6a gelegenen Endfläche des zweiten Schwungrades 6 radial nach außen wandert, durch die Durchgangslöcher 53 effektiv in Richtung auf das erste Schwungrad 1 abgeführt.

Vierte Ausführungsform der Erfindung

Die Form der flachen Zwischenlagscheibe 59 nach der dritten Ausführungsform der Erfindung kann alternativ so getroffen sein, wie das in Fig. 12 gezeigt ist, wobei eine flache Zwischenlagscheibe 61 zwei gefaltete, stehende Flächen 61a aufweist, die der Mitte zugewandt sind.

Die gefalteten Flächen 61a weisen radial nach innen, wenn die Zwischenlagscheibe 61 an der Endfläche der Nabe 6a befestigt wird.

In diesem Fall verzweigt sich die entlang des Bereichs C radial nach außen wandernde Flüssigkeit an den gefalteten Flächen 61a der Zwischenlagscheibe 61 in zwei Richtungen. Die Flüssigkeit wird dann in die Durchgangslöcher 53 geleitet. Folglich wird die entlang der auf der Seite der Kupplungsscheibe 11 gelegenen Seite des zweiten Schwungrades 6 wandernde Flüssigkeit effektiv durch die Durchgangslöcher 53 abgeführt.

Fünfte Ausführungsform der Erfindung

Eine fünfte bevorzugte Ausführungsform der Erfindung

dung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Fig. 13, 14a und 14b beschrieben.

Kegelfedern 70 befinden sich auf jeder Seite der angetriebenen Platten 12, die die Nabe 6a des zweiten Schwungrades 6 umschließen. Wie aus Fig. 14 hervorgeht, besteht jede Kegelfeder 70 aus einem ringförmigen äußeren Rand 71 und einem einstückigen inneren Bereich 72, der eine muschelförmige Innenkante besitzt. Eine der Kegelfedern 70 befindet sich in Kontakt mit einer angrenzenden Fläche der Nabe 1a des ersten Schwungrades 1, und zwar an einer Kante deren äußeren Randes 71, und die andere der Kegelfedern 70 befindet sich in Kontakt mit einem ringförmigen Vorsprung, der sich vom inneren Ende der Stopperplatte 2 radial nach innen erstreckt, und zwar gegen eine Kante deren äußeren Randes 71. Der muschelförmige innere Bereich 72 befindet sich in Eingriff mit gewellten Zähnen 14. Aus jeder von Vertiefungen bzw. Ausnehmungen 72a des inneren Bereichs 72 ist in axialer Richtung ein Vorsprung 73 herausgedrückt. Jeder Vorsprung 73 drückt leicht gegen die Seiten der angetriebenen Platten 12. Dadurch werden zwischen den Kegelfedern 70 und den angetriebenen Platten 12 in einem festen Abstand Spalte zwischen den Vorsprüngen 73 definiert. Durch diese Spalte wird während des Betriebs des Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 aus dessen Flüssigkeitskammer austretende Flüssigkeit zu dem Eingriffsbereich der angetriebenen Platten 12 und der Nabe 6a geleitet. Der äußere Rand 71 der Kegelfeder 70 zeigt eine Vielzahl von Ausschnitten 71a, die in Umfangsrichtung festgelegte Abstände aufweisen. Durch diese Ausschnitte 71a kann Fett, das aus dem Eingriffsbereich der angetriebenen Platten 12 und der Nabe 6a in Richtung auf den Spalt 25 und das Lager 5 ausgetreten ist, unter Zentrifugalkraft zu dem Proportional-Dämpfungsmechanismus 60 zurückkehren. Folglich besteht keine Tendenz, daß das Fett an dem Lager 5 und den Dichtungselementen verbleibt, wodurch verhindert wird, daß Fett aus der Dichtungszone leckt.

Mit Temperaturanstiegen während des Betriebs innerhalb der Bauteile nimmt die Viskosität des Fetts in der Flüssigkeitskammer und in dem Eingriffsbereich der angetriebenen Platten 12 und der Nabe 6a ab. Wenn sich der Motor mit höheren Geschwindigkeiten dreht, wandert Fett radial nach außen. Bei Drehung des Motors mit niedrigeren Geschwindigkeiten, bei dessen Start- oder Stopphasen, wandert das Fett in Richtung auf den Spalt 25 und das Lager 5. In solchen Fällen verhindert die Kegelfeder 70, daß Fett in den Spalt 25 und in die Dichtungszone gelangt, und zwar durch den Eingriff des inneren Bereichs 72 mit dem Eingriffsbereich. Darüber hinaus wird ein Anteil des Fetts dem Eingriffsbereich zugeführt, wodurch dieser selbst bei Drehung mit hoher Geschwindigkeit gut geschmiert wird. Dadurch wird verhindert, daß sich die Eingriffsbereiche durch Korrosion aneinander reiben.

Im allgemeinen wird die Flüssigkeit in der Flüssigkeitskammer während des Betriebs unter Zentrifugalkraft nach radial außerhalb des Dämpfungsmechanismus 60 getrieben. Allerdings kann es vorkommen, daß durch den Betrieb des Dämpfungsmechanismus 60 Flüssigkeit radial nach innen verspritzt, die sich dann radial innerhalb der Kegelfedern 70 und durch den Dichtungsbereich der inneren Ränder 30a bewegt. Durch die Kegelfedern 70 wird verhindert, daß diese Flüssigkeit in den Spalt 25 gelangt, und sie wird zu den Eingriffsbereichen geführt. Wenn etwas Flüssigkeit in den Eingriffsbereichen in den Spalt 25 leckt, wird diese unter Einwir-

kung von Zentrifugalkraft radial nach außen getrieben und kehrt durch die Ausschnitte 71a des äußeren Randes 71 der Kegelfeder 70 zurück zu dem Proportional-Dämpfungsmechanismus 60, wodurch das Lecken von Fett reduziert wird.

Patentansprüche

1. Schwungradausbildung mit einem an einen Motor anschließbaren ersten Schwungrad (1), einem an dem ersten Schwungrad (1) drehbar gehaltenen zweiten Schwungrad (6), das zusammen mit dem ersten Schwungrad (1) einen inneren Hohlraum begrenzt, wobei das zweite Schwungrad (6) einen Reibbelag (6d) aufweist und radial innerhalb dieses Reibbelags (6d) ein in Umfangsrichtung ausgesparter Auffangkanal (52) ausgebildet ist, der in radialer Richtung vertieft ist und ausgetretene und durch Zentrifugalkraft auf die Seite des Reibbelags (6d) getriebene Schmierflüssigkeit auffängt und in eine Vielzahl von Durchgangslöchern (53) leitet, die sich von dem Auffangkanal (52) zu dem Hohlraum erstrecken, und mit einem Proportional-Dämpfungsmechanismus (60), der in dem Hohlraum angeordnet ist und Torsionsschwingungen zwischen den Schwungrädern (1, 6) durch eine in ihm enthaltene Flüssigkeit dämpft.
2. Schwungradausbildung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Vielzahl von Durchgangslöchern (53) in Umfangsrichtung länglich ausgebildet ist.
3. Schwungradausbildung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Schwungrad (1) eine sich in Richtung auf das zweite Schwungrad (6) erstreckende zentrale Nabe (1a) und das zweite Schwungrad (6) eine sich in Richtung auf das erste Schwungrad (1) erstreckende und die erste Nabe (1a) umschließende zweite Nabe (6a) aufweist, wobei die Schwungradanordnung ein zwischen der ersten (1a) und zweiten Nabe (6a) angeordnetes Lager (5) hat und ein kegelförmiger Bereich (29) radial innerhalb der Krone der zweiten Nabe (6a) abgeschrägt ist und Streuflüssigkeit in der Nähe des Lagers (5) und aus dem Proportional-Dämpfungsmechanismus (60) zurücklenkt und diese Flüssigkeit unter Einwirkung von Zentrifugalkraft an den Proportional-Dämpfungsmechanismus (60) zurückleitet.
4. Schwungradausbildung nach Anspruch 3, gekennzeichnet durch eine in einem Spalt (25) zwischen dem ersten Schwungrad (1) und der zweiten Nabe (6a) radial außerhalb des kegelförmigen Bereichs (29) angeordnete Kegelfeder (26), deren eine Kante sich mit einer Endfläche des ersten Schwungrads (1) und deren andere Kante sich mit der Krone der zweiten Nabe (6a) in Kontakt befindet, und durch eine Vielzahl von Ausschnitten (26a), die entlang der Peripherie der Kegelfeder (26) ausgebildet sind.
5. Schwungradausbildung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß an dem zweiten Schwungrad (6) radial innerhalb der Vielzahl von Durchgangslöchern (53) eine Führungseinrichtung (55) ausgebildet ist, die aus dem Lager (5) leckende Flüssigkeit in Richtung auf die Vielzahl von Durchgangslöchern (53) leitet.
6. Schwungradausbildung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungseinrich-

- tung (55) eine Vielzahl von Führungselementen aufweist, die in einer Endfläche des zweiten Schwungrads (6) ausgebildet sind und sich von einem dem Lager (5) benachbarten Bereich der zweiten Nabe (6a) aus zu den jeweiligen Durchgangslöchern (53) erstrecken.
7. Schwungradausbildung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungsrillen (55) ausgehend von den Durchgangslöchern (53) über und radial innerhalb der nicht mit Löchern versehenen Zwischenbereiche geriffelt ausgebildet sind.
8. Schwungradausbildung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungseinrichtung (55) eine Vielzahl von Bolzen (58) aufweist, die an dem zweiten Schwungrad (6) derart befestigt sind, daß deren Köpfe (58a) sich radial innerhalb der und in Umfangsrichtung zwischen den Durchgangslöchern (53) befinden.
9. Schwungradausbildung nach Anspruch 8, gekennzeichnet durch eine sich zwischen dem ersten Schwungrad (1) und dem zweiten Schwungrad (6) befindliche angetriebene Platte (12), die durch die Vielzahl von Bolzen (58) an der zweiten Nabe (6a) festgelegt ist.
10. Schwungradausbildung nach Anspruch 5, gekennzeichnet durch eine Vielzahl von Bolzen (58), die an dem zweiten Schwungrad (6) festgelegt und radial innerhalb der und in Umfangsrichtung zwischen den Durchgangslöchern (53) angeordnet sind, wobei die Führungseinrichtung ein zwischen den Köpfen (58a) der Bolzen (58) und einer Oberfläche der zweiten Nabe (6a), an welcher die Bolzen (58) festgelegt sind, eingesetztes Führungselement (61) mit einem gefalteten Bereich (61a) aufweist, wodurch die aus dem Lager (5) leckende Flüssigkeit zu der Vielzahl von Durchgangslöchern (53) geführt wird.
11. Schwungradausbildung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Schwungrad (6) eine Vielzahl von Zwischendurchgangslöchern (54) aufweist, die radial innerhalb der Vielzahl von Durchgangslöchern (53) und durch die Bereiche zwischen den perforierten Zonen gebohrt sind, nämlich zum Zurückleiten von aus dem Lager (5) austretender Flüssigkeit in Richtung auf den Proportional-Dämpfungsmechanismus (60).
12. Schwungradausbildung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß ein äußeres Dichtungselement (5a, 5b) das Lager (5) in Umfangsrichtung und seitlich umschließt.
13. Schwungradausbildung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager (5) eine äußere Schale, eine innere Schale, eine Vielzahl von zwischen diesen angeordneten Rollkörpern und ein inneres Dichtungselement aufweist, das die Rollkörper nach außen hin abdichtet, und daß ein radial innerer Rand des äußeren Dichtungselements von der inneren Schale weg liegt.
14. Schwungradausbildung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß sich der radial innere Rand des äußeren Dichtungselements radial nach innen über einen angrenzenden Kontakt der inneren Schale mit den Rollkörpern hinaus erstreckt.
15. Schwungradausbildung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine an dem ersten Schwungrad (1) festgelegte Eingangsplatte und eine an dem zweiten Schwungrad (6) festgelegte Ausgangsplatte, zwischen welchen der Proportional-Dämpfungsmechanismus (60) angeordnet ist.

16. Schwungradausbildung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Proportional-Dämpfungsmechanismus (60) ein Paar Flüssigkeitskammern (40, 41), deren Volumen durch ein auf eine der relativ zueinander angeordneten Eingangs- oder Ausgangsplatten wirkendes Torsionsdrehmoment verändert wird, eine erste Drossel (S1), durch welche die beiden Kammern (40, 41) miteinander kommunizieren, einen Flüssigkeits-Kompensationsmechanismus (47) mit einem radial innerhalb des Flüssigkeitsgehäuses (30) angeordneten Flüssigkeitsspeicher und eine kommunizierende Verbindung zwischen dem Flüssigkeitsspeicher und den Flüssigkeitskammern (40, 41) aufweist.
17. Schwungradausbildung nach Anspruch 16, gekennzeichnet durch ein elastisches Element zur elastischen Verbindung der Eingangsplatte und der Ausgangsplatte, wobei die Ausgangsplatte (12) wenigstens eine Öffnung (15) als Flüssigkeitsspeicher aufweist und das elastische Element in dieser Öffnung (15) angeordnet ist.
18. Schwungradausbildung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß das elastische Element eine Schraubenfeder (20) ist, deren Enden sich unter Vorspannung an den in Umfangsrichtung einander gegenüberliegenden Wänden der Öffnung (15) abstützen, wobei das erste Schwungrad (1) und das zweite Schwungrad (6) relativ zueinander nicht verdreht sind.
19. Schwungradausbildung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Proportional-Dämpfungsmechanismus (60) ein an der Ausgangsplatte peripher angeordnetes, sich radial nach innen öffnendes Flüssigkeitsgehäuse (30), einen an der Peripherie der Ausgangsplatte vorgesehenen und in das Flüssigkeitsgehäuse (30) vorspringenden Drosselvorsprung (36), einen in dem Flüssigkeitsgehäuse (30) verschiebbar angeordneten und den Drosselvorsprung (36) abdeckenden Schieber (35) und einen in dem Flüssigkeitsgehäuse (30) ausgebildeten Drossellappen bzw. eine Drosselnase (30c) aufweist.
20. Schwungradausbildung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Drossellappen (30c) einen Flüssigkeitsdurchlaß definiert, der kleiner ist als jener des Drosselvorsprungs (36).
21. Schwungradausbildung nach Anspruch 20, gekennzeichnet durch einen Flüssigkeits-Kompensationsmechanismus (47) mit einem radial innerhalb des Flüssigkeitsgehäuses (30) angeordneten Flüssigkeitsspeicher und einer kommunizierenden Verbindung zwischen dem Flüssigkeitsspeicher (15) und dem Flüssigkeitsgehäuse (30).
22. Schwungradausbildung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine an dem zweiten Schwungrad (6) montierte Kupplung (7).

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

Fig.1

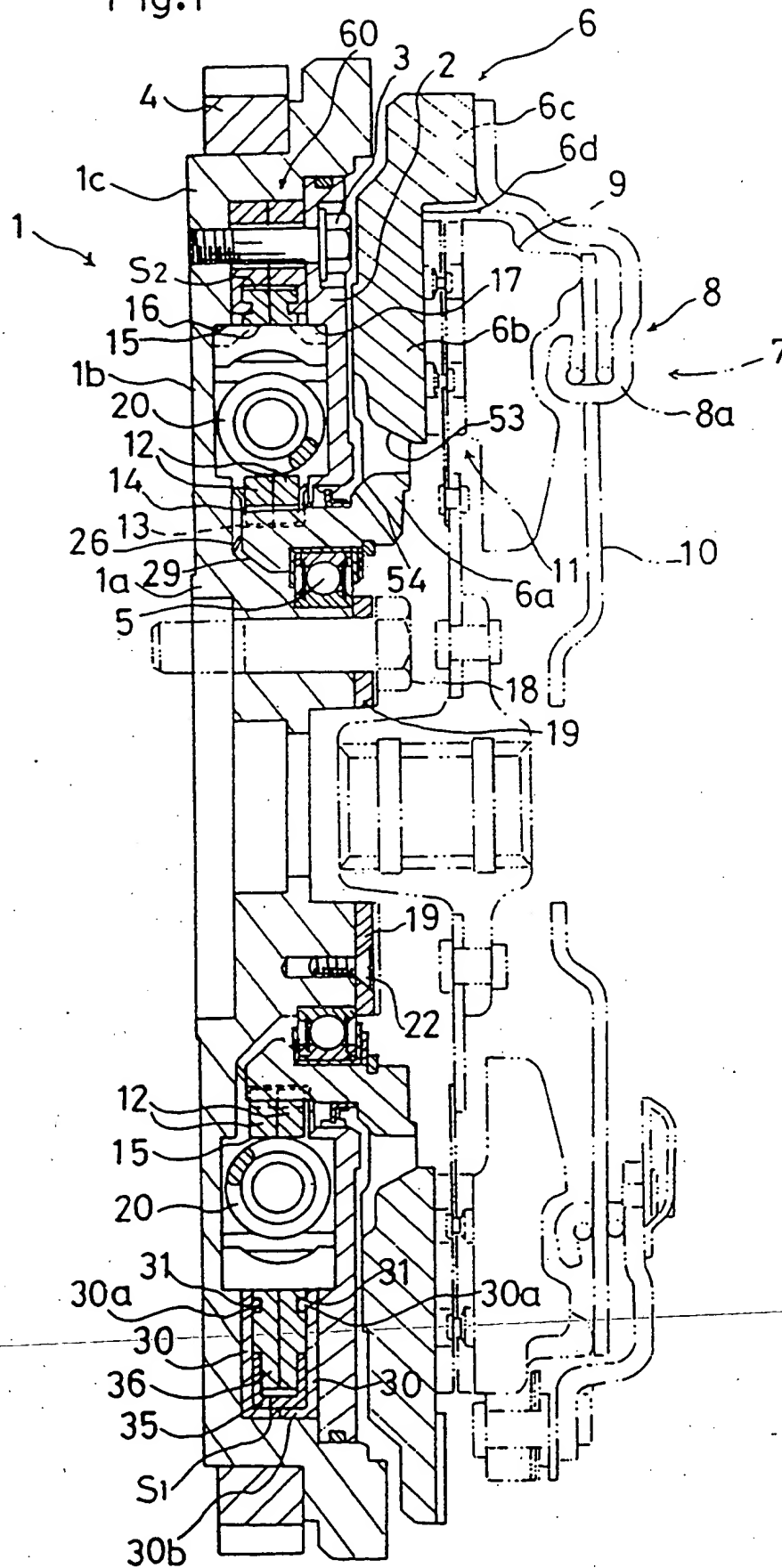


Fig. 2

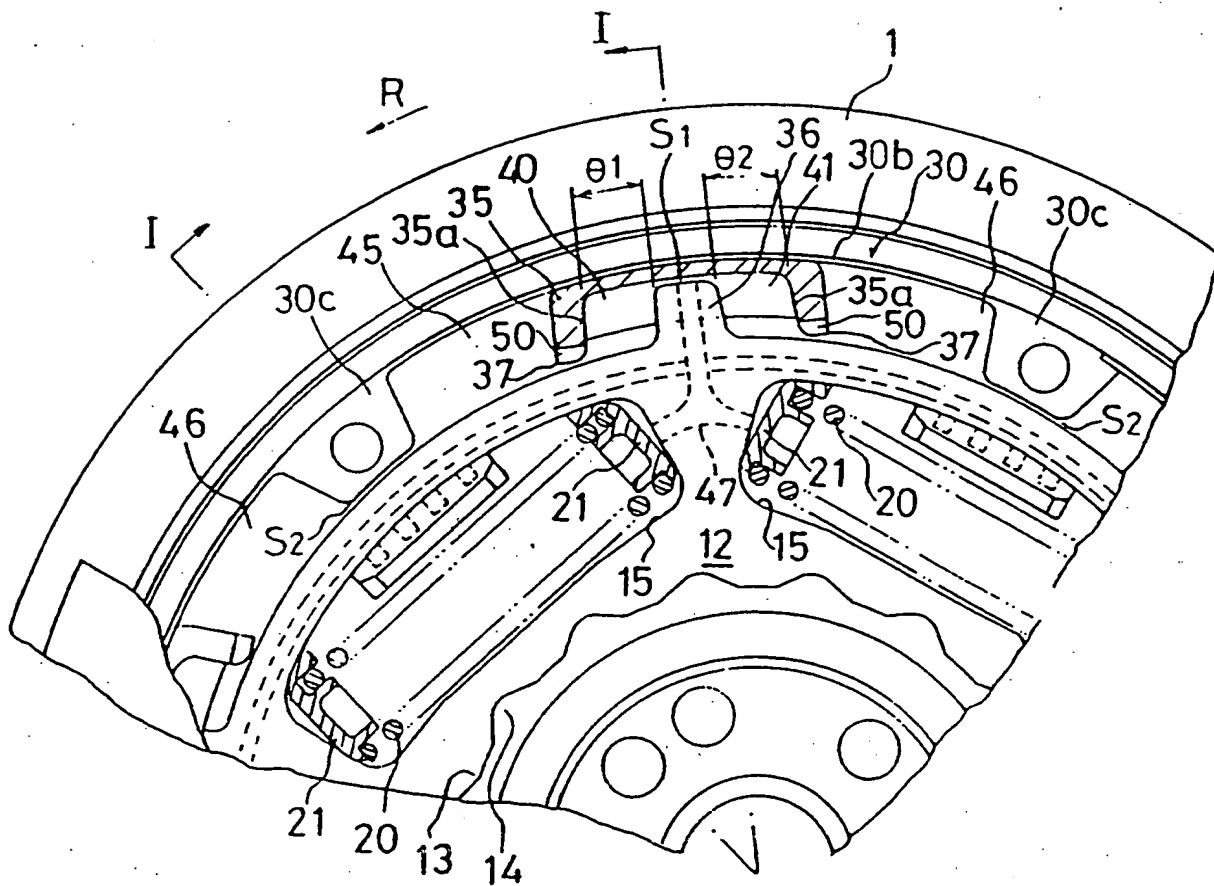


Fig.3

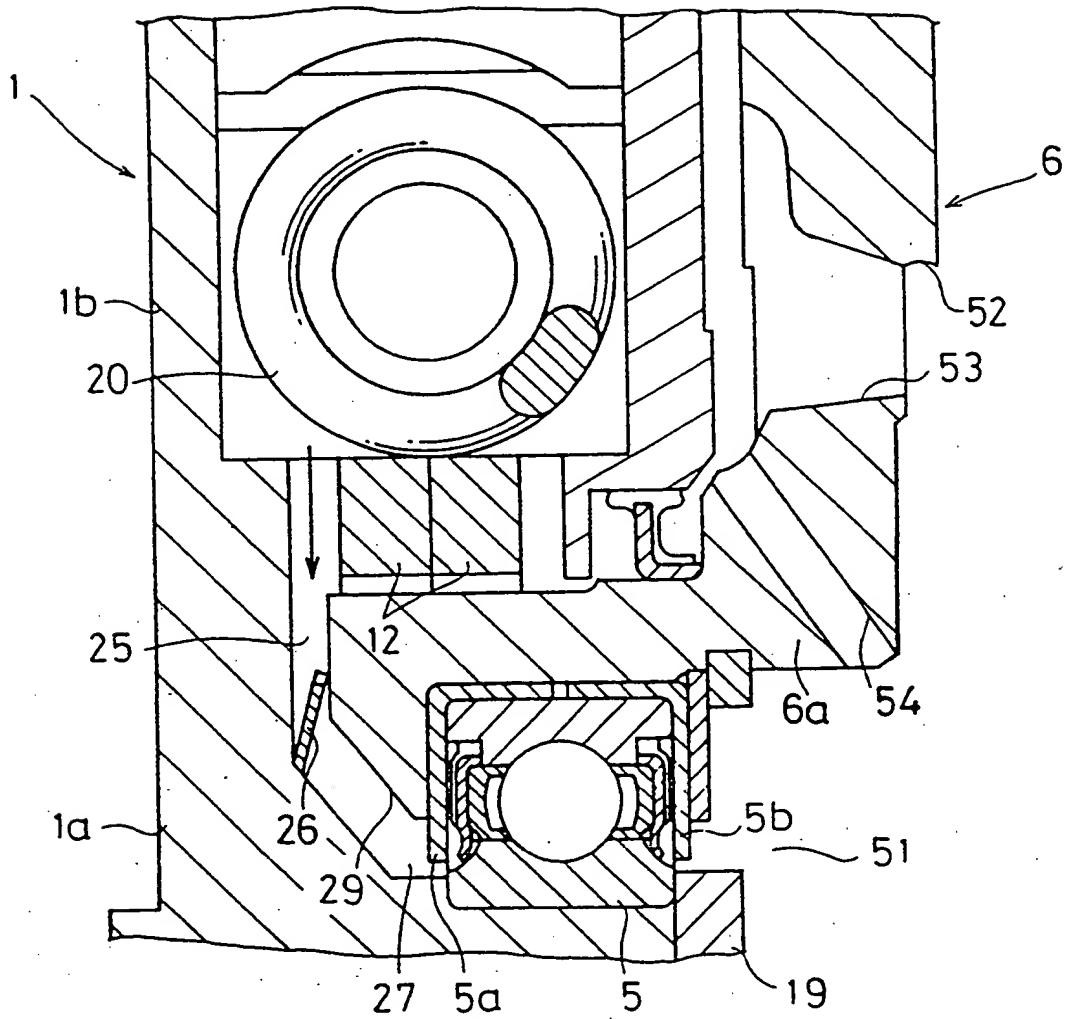


Fig. 4

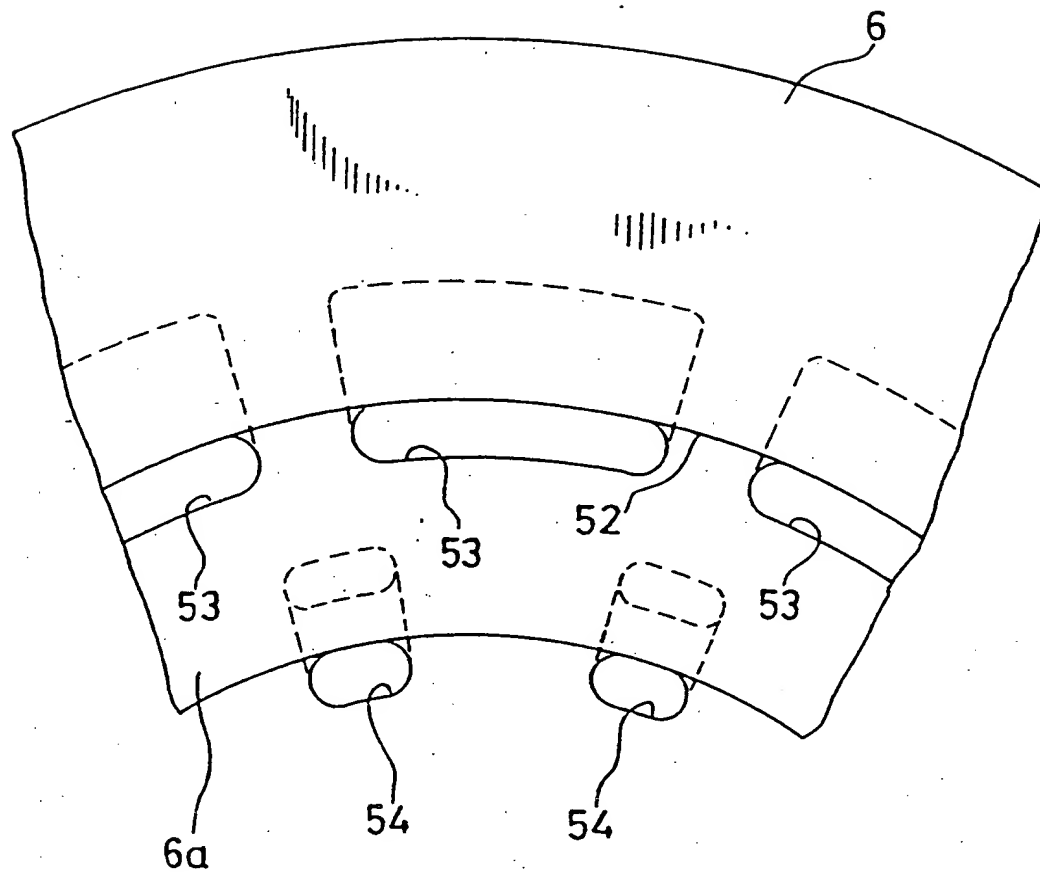


Fig. 5

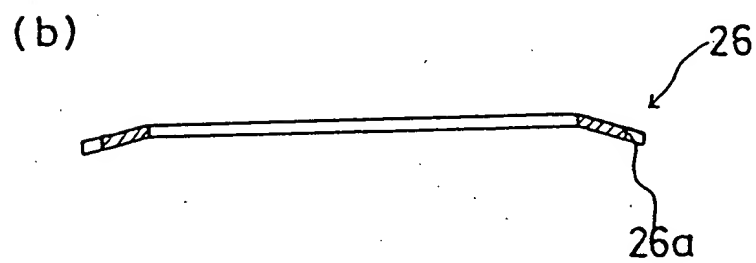
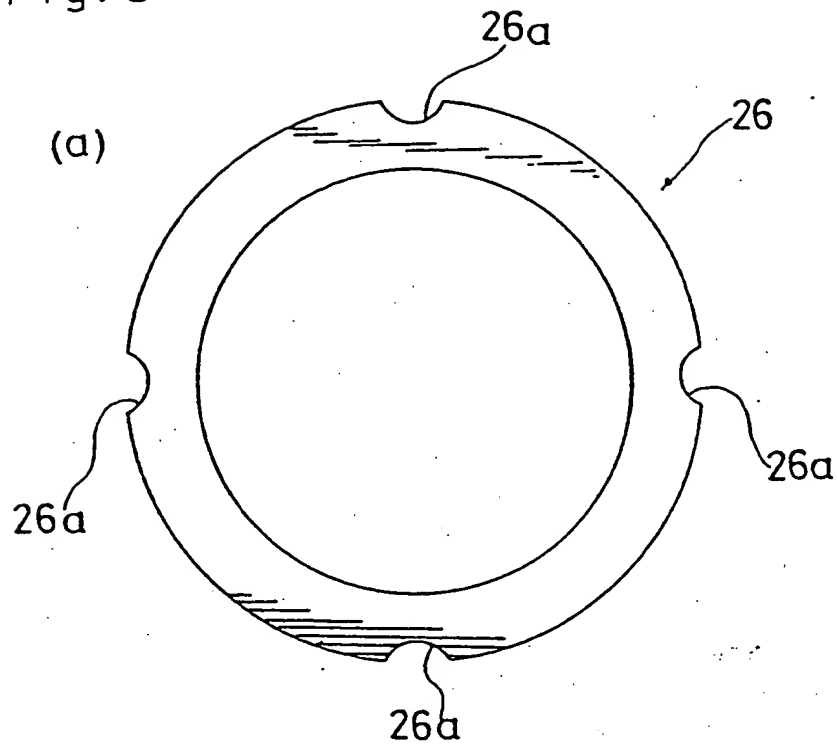


Fig. 6

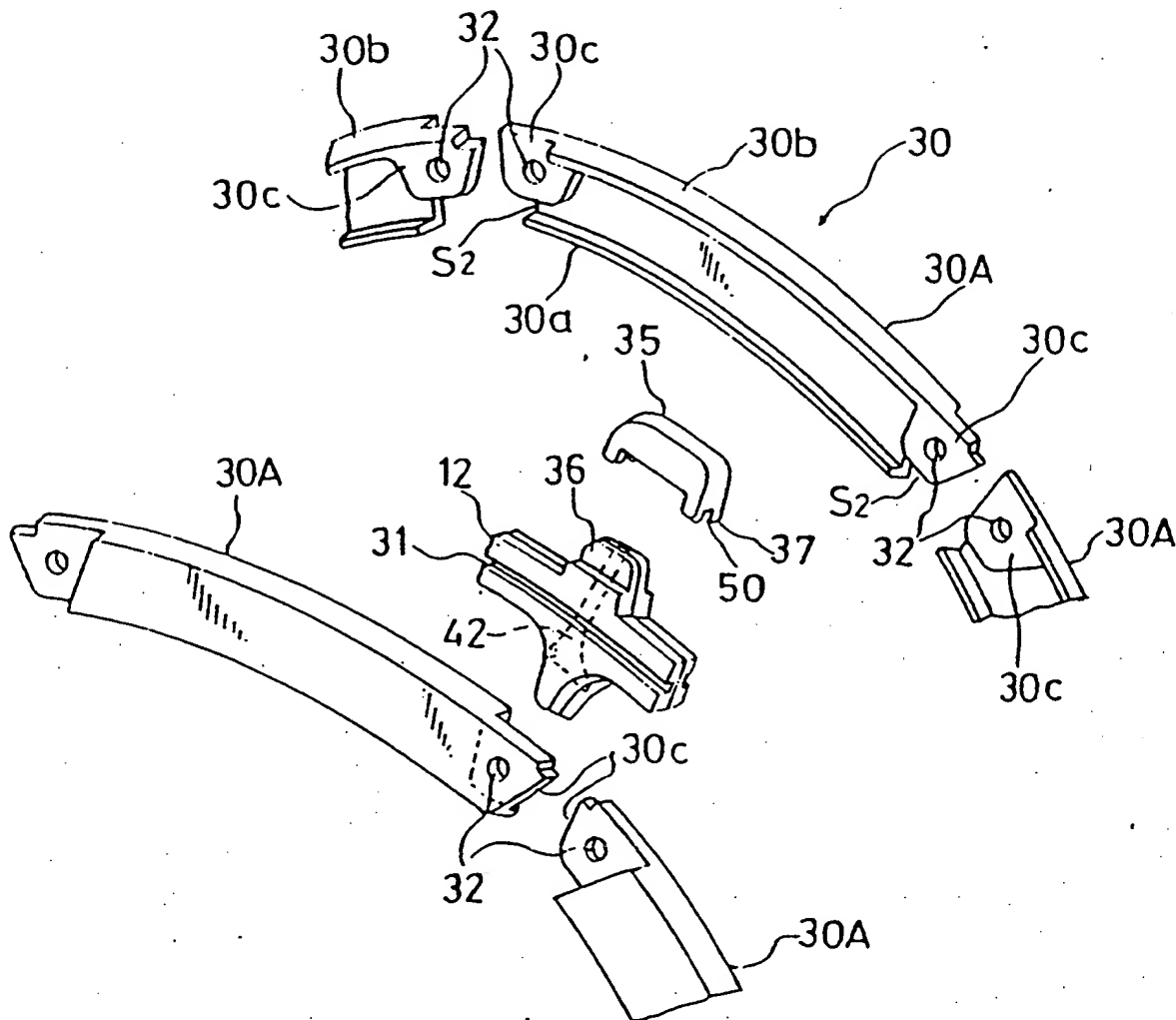


Fig. 7

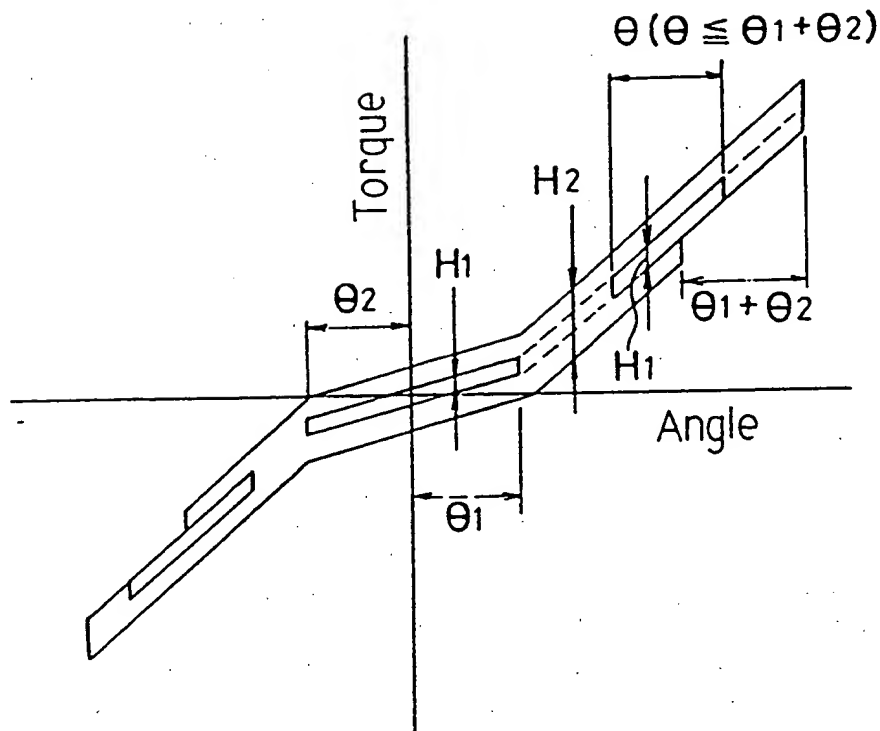


Fig.8

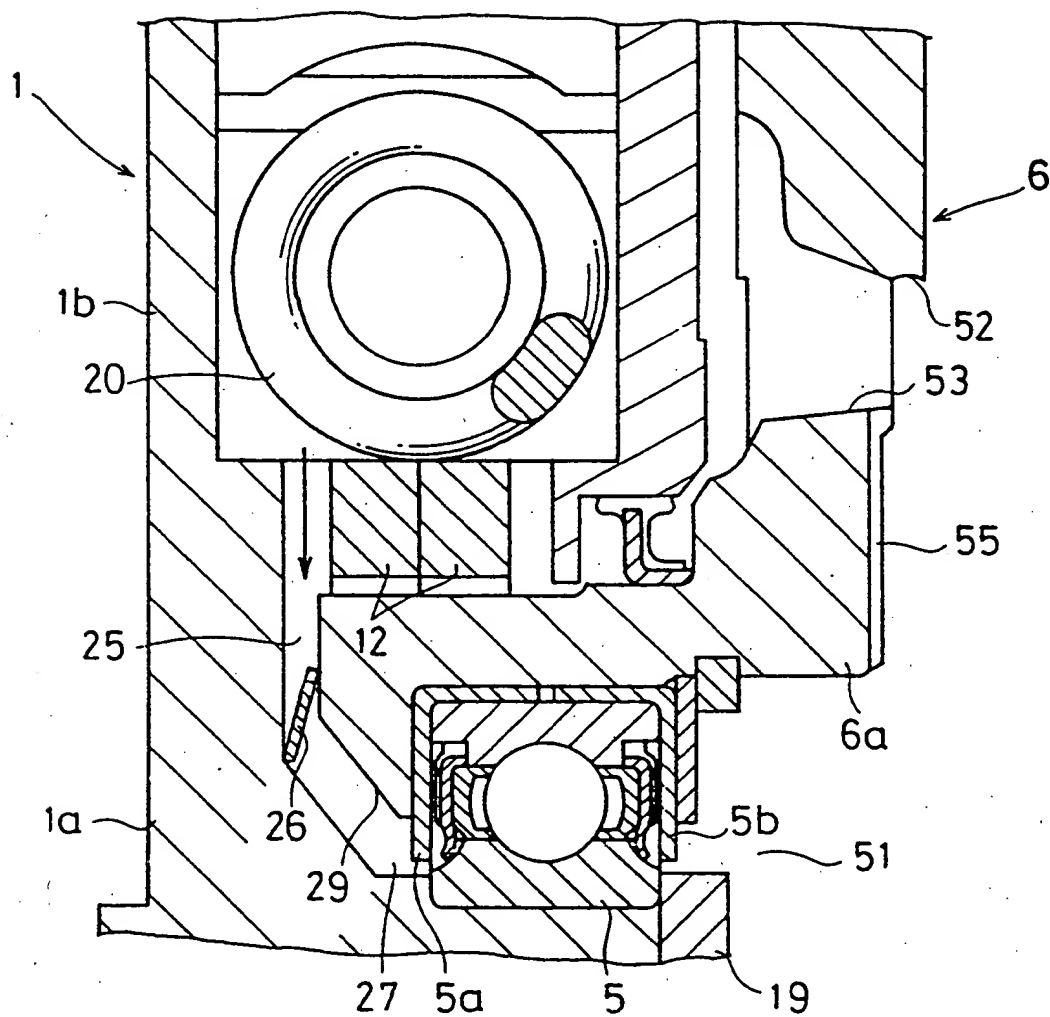


Fig.9

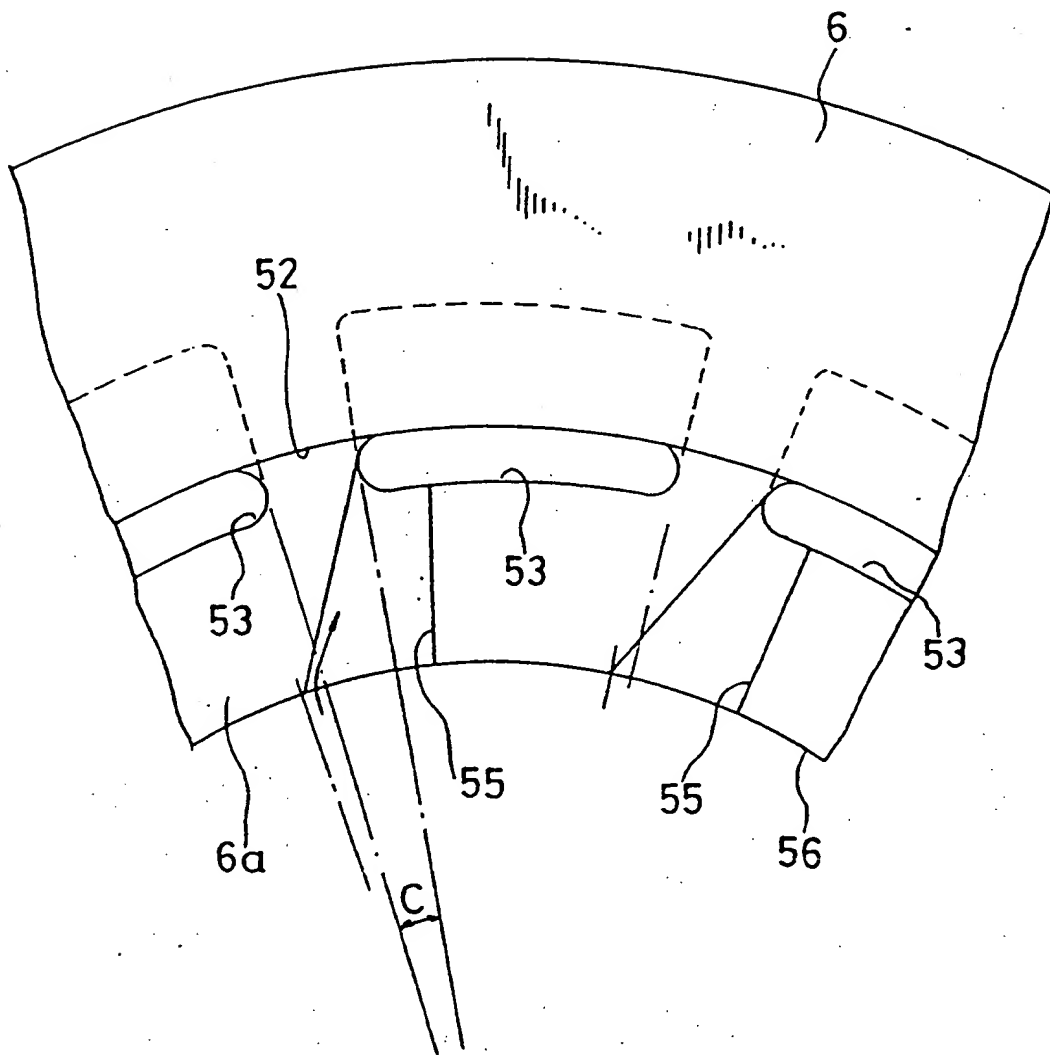


Fig.10

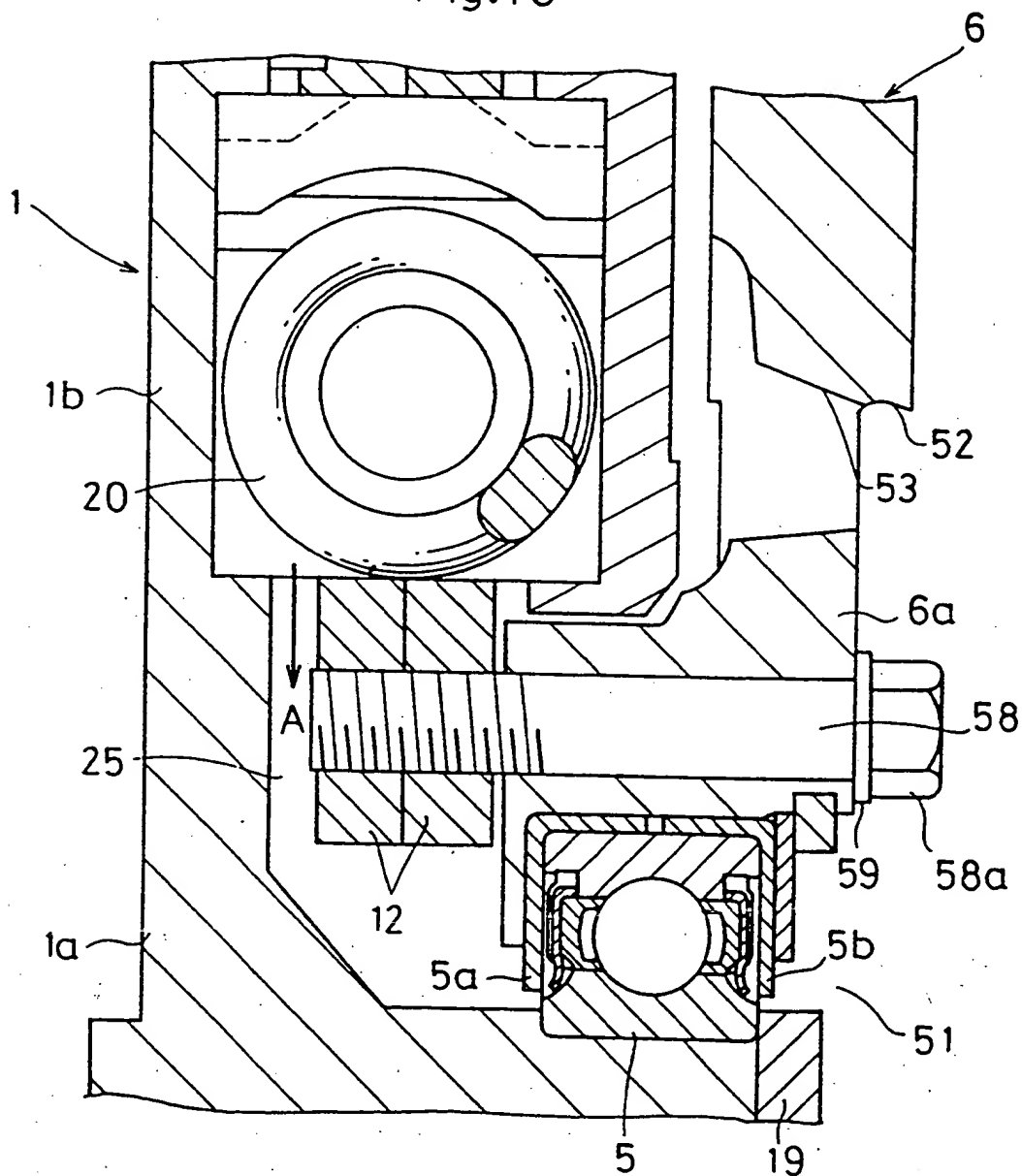


Fig.11

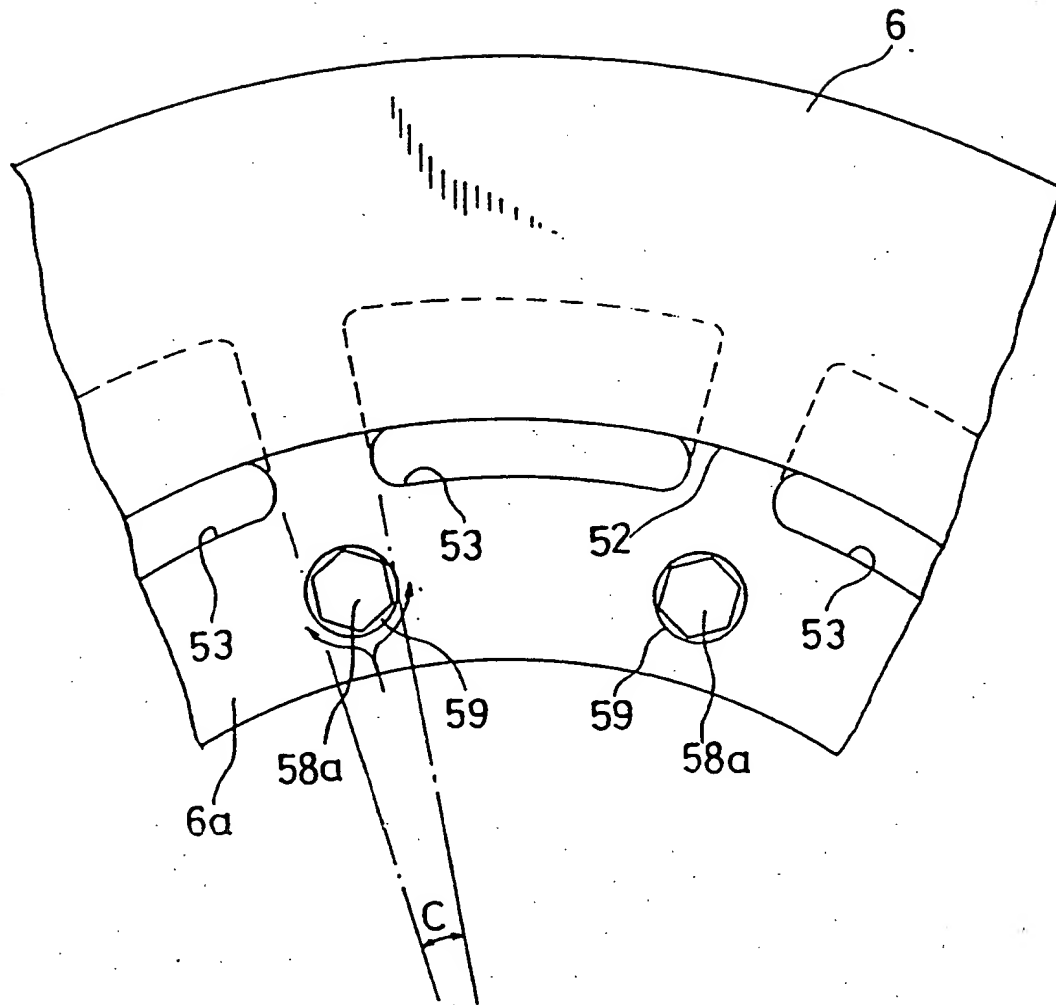


Fig. 12

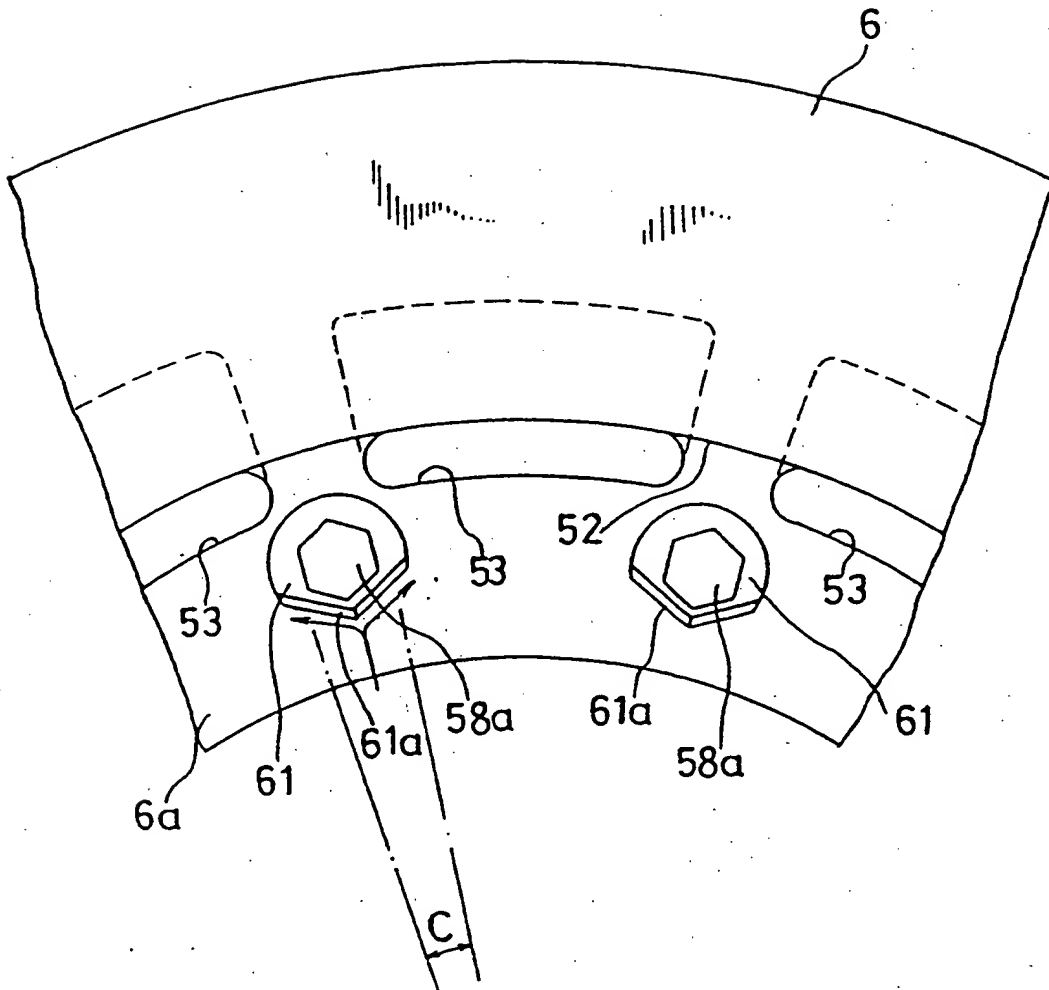


Fig.13

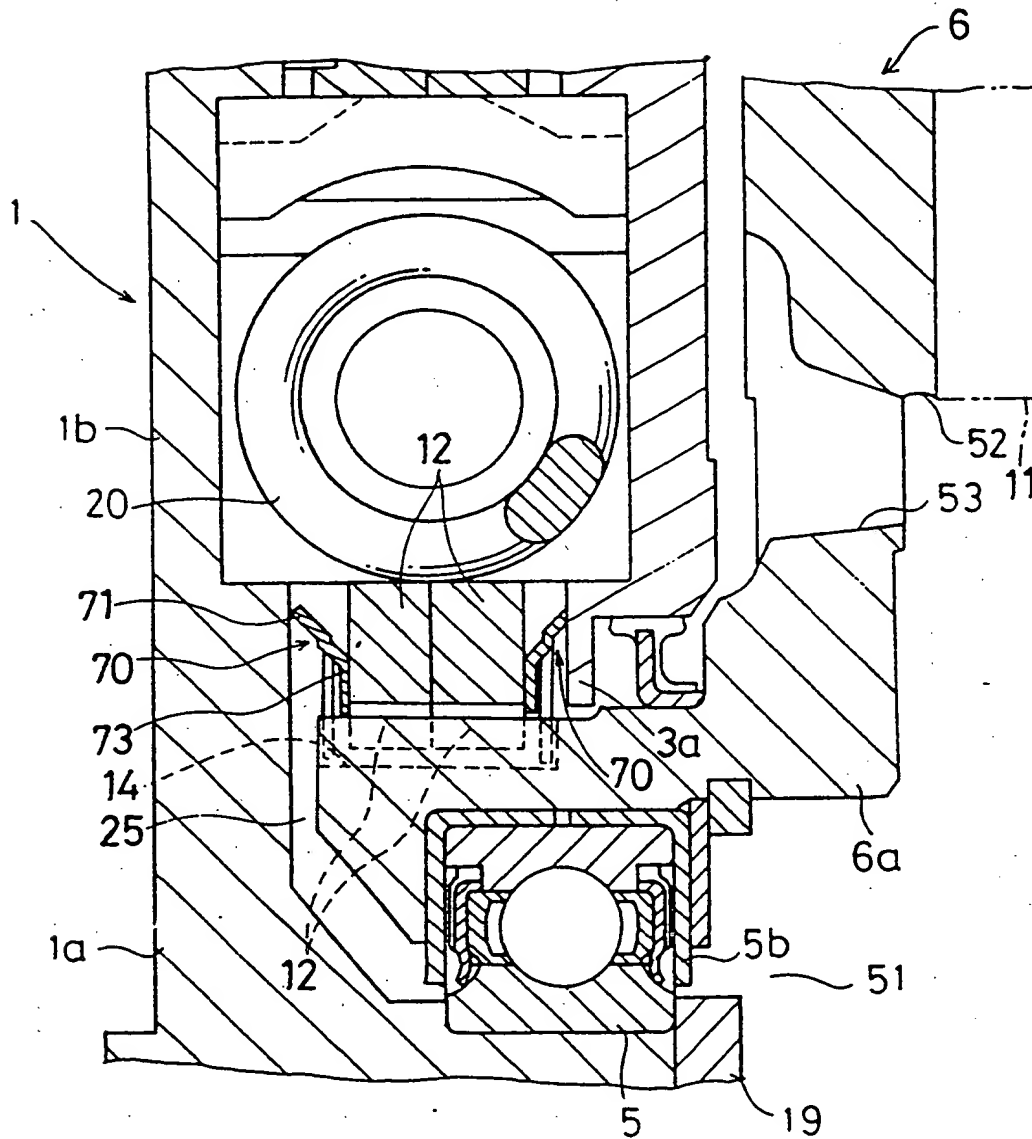
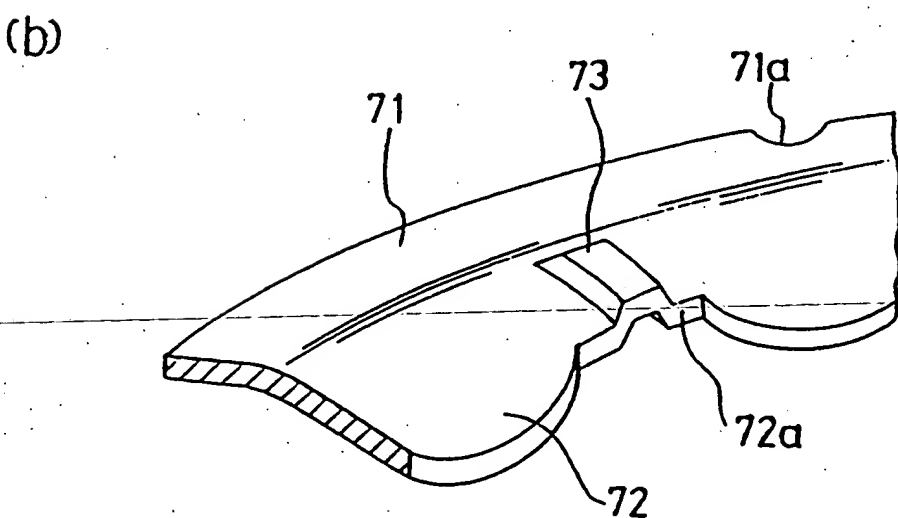
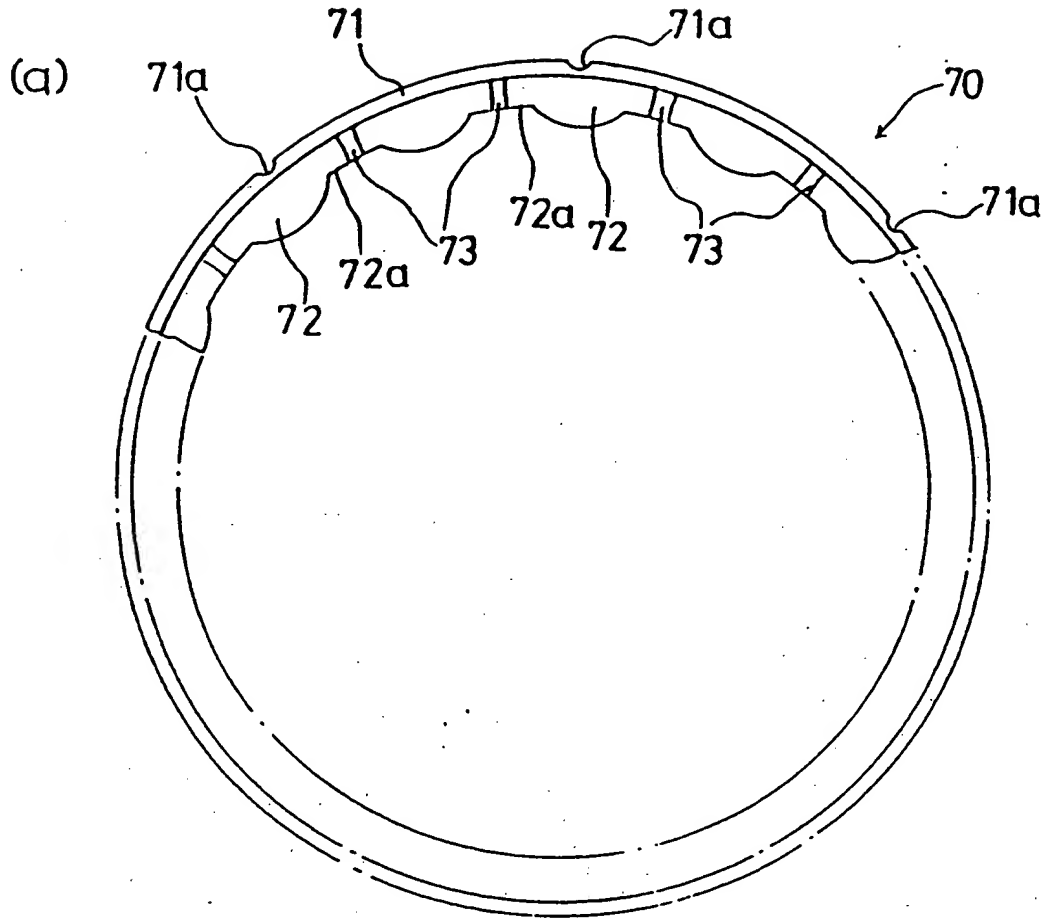


Fig. 14



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.